

## Литература

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. Учеб. для вузов – 4-е изд., перераб. и допол. – М.: «Наука», Гл. ред. физ.-мат. лит. – 1988. – 640 с.
2. Озол О.Г. Теория механизмов и машин. Под редакцией С.Н. Кожевникова. – М.: «Наука», Гл. ред. физ.-мат. лит., – 1984, – 432 с.
3. Левитская О.Н., Левитский Н.И. Курс теории механизмов и машин. Учеб. для вузов, М.: «Высшая школа», – 1978, – 265 с.
4. Кожевников С.Н. Основания структурного синтеза механизмов. К.: «Наукова думка», – 1979, – 232 с.

УДК 621.81

## НАПРЯЖЕНИЯ В ВЕТВЯХ РЕМНЯ КЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ ГОМОГЕНИЗАТОРОВ И СЕПАРАТОРОВ

Аванесьянц А.Г., канд. техн. наук, доцент, Аванесьянц Г.А., канд. техн. наук,  
Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса

*Рассмотрено напряженное состояние ремня клиноременной передачи при его обгоне шкивов передачи. Показано влияние напряжений изгиба на усталостную прочность и долговечность ремня.*

*The tense state of belt of V-belt transmission is considered at his fitting snugly of pulleys of transmission. Influence of tensions of bend is shown on tireless durability and longevity of belt.*

Ключевые слова: ремень, напряжения, шкив, изгиб, влияние.

В приводах гомогенизаторов и сепараторов ременные передачи работают как мультипликаторы при очень высоких окружных скоростях. Здесь существенное влияние на долговечность ремня оказывают напряжения, возникающие в его сечениях от центробежной силы и от напряжений изгиба при обгоне ремня малого шкива.

Вообще в процессе передачи нагрузки ремень испытывает сложное напряженное состояние и в его поперечных сечениях действуют циклически изменяющиеся во времени напряжения. На рис. 1 и 2. представлены эпюры действующих в ремне напряжений в набегающей  $\sigma_1$  и сбегающей  $\sigma_2$  ветвях ремня и при обгоне им малого и большего шкивов. Следует особо отметить, что данная эпюра отображает нормальные напряжения, действующие на наружном слое ремня.

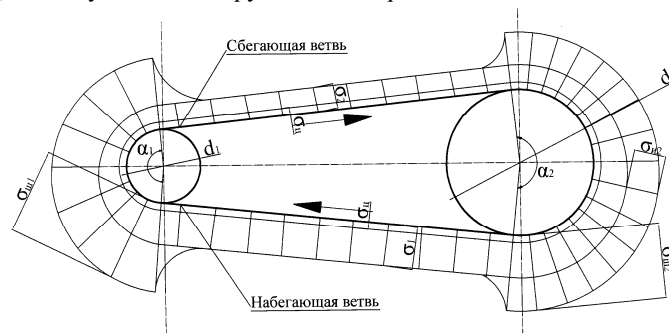


Рис. 1 – Эпюра распределения напряжений в поперечных сечениях ремня

В сечениях плоских, круглых и поликлиновых синтетических ремней напряжения изгиба существенно меньше других составляющих напряжений, о которых речь будет идти ниже, что объясняется тем, что толщина этих ремней несоизмеримо меньше других размеров ремня и диаметров шкивов.

У клиновых ремней толщина ремня соизмерима с другими его размерами по сечению и она существенна, поэтому возникающие в поперечных сечениях напряжения изгиба при обгоне ремнем шкивов значительно влияют на напряженное состояние ремня.

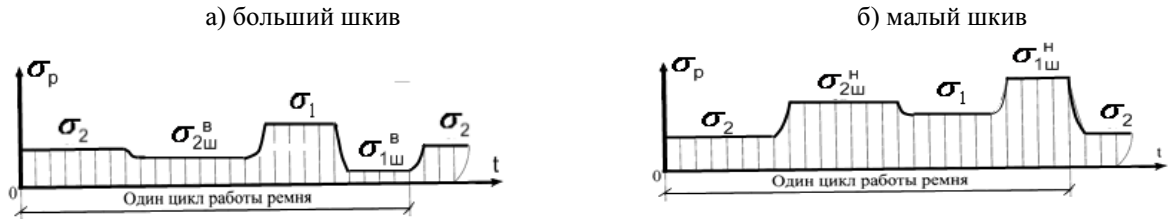


Рис. 2 – Циклы изменения напряжений в сечениях ремня

Напряжения, действующие в сечениях набегающей ветви

$$\sigma_1 = \sigma_o + 0,5\sigma_t + \sigma_y \quad (1)$$

Напряжения в сбегающей ветви ремня

$$\sigma_2 = \sigma_o - 0,5\sigma_t + \sigma_y \quad (2)$$

Наибольшее напряжение в поперечном сечении на наружной поверхности ремня, оббегающего малый шкив

$$\sigma_{u1} = \sigma_o + 0,5\sigma_t + \sigma_y + \sigma_{u1}^H \quad (3)$$

Напряжение в поперечном сечении на внутренней поверхности ремня, оббегающего малый шкив равно

$$\sigma_{u1} = \sigma_o + 0,5\sigma_t + \sigma_y - \sigma_{u1}^6 \quad (4)$$

Наибольшее напряжение в поперечном сечении на внешней поверхности ремня, оббегающего большой шкив

$$\sigma_{u2} = \sigma_o + 0,5\sigma_t + \sigma_y + \sigma_{u2}^H \quad (5)$$

Напряжение в поперечном сечении на внутренней поверхности ремня, оббегающего большой шкив равно

$$\sigma_{u2} = \sigma_o + 0,5\sigma_t + \sigma_y - \sigma_{u2}^6 \quad (6)$$

В приведенных формулах:

–  $\sigma_i = \frac{F_o}{A_p}$  – напряжения от предварительного натяжения ремня, рекомендуют: для клиновых и

поликлиновых прорезиненных ремней  $\sigma_o = 1,2 \dots 1,3$  МПа; для плоских прорезиненных

–  $\sigma_o = 1,8 \dots 2,2$  МПа, для плоских синтетических  $\sigma_o = 2,8 \dots 3$  МПа;

–  $\sigma_t = \frac{F_t}{A_p}$  – напряжения от полезного окружного усилия  $F_t$ ;

–  $\sigma_y = \frac{F_y}{A_p}$  – напряжения от центробежной силы  $F_y$ ;

–  $\sigma_{u1}^H = 2E(h_p - y_c)/d_1$  – напряжения изгиба в поперечном сечении на внешней поверхности ремня, оббегающего рис. 2. малый шкив;

$\sigma_{u1}^e = 2E y_c / d_1$  – напряжения изгиба в поперечном сечении на внутренней поверхности ремня, облегающего малый шкив;

–  $\sigma_{u2}^h = 2E(h_p - y_c) / d_2$  – напряжения изгиба на наружной поверхности ремня, облегающего больший шкив;

–  $\sigma_{u2}^e = 2E y_c / d_2$  – напряжения изгиба в поперечном сечении на внутренней поверхности ремня, облегающего больший шкив;

–  $A_p$  и  $h_p$  площадь поперечного сечения и толщина ремня соответственно;

–  $E$  – приведенный модуль упругости первого рода материала ремня: для прорезиненных ремней  $E = 200 \dots 300$  МПа, для капроновых ремней  $E = 500 \dots 600$  МПа, для клиновых кордканевых ремней  $E = 500 \dots 600$  МПа;

–  $y_c$  – расстояние от нижнего основания сечения ремня до нейтрального слоя.

На рис. 3 изображена расчетная схема, по определению положения нейтрального слоя ремня при его изгибе. Здесь:  $a = b - 2h_p \operatorname{tg} \varphi$ .

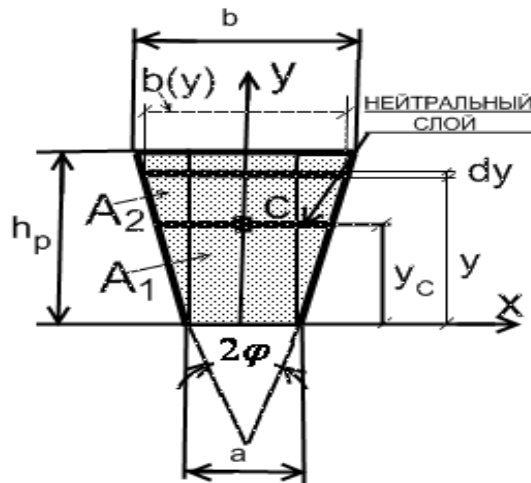


Рис. 3 – К определению момента инерции сечения клинового ремня

Легко найти, что суммарный статический момент площади данного сечения относительно оси  $X$  определяется равенством:

$$S_{\Sigma x} = S_{1x} + 2S_{2x} = h_p^2 (b - 2h_p \operatorname{tg} \varphi) / 2 + \frac{2}{3} h_p^3 \operatorname{tg} \varphi = \frac{b h_p^2}{2} - \frac{h_p^3 \operatorname{tg} \varphi}{3}.$$

Суммарная площадь сечения

$$A_{\Sigma} = A_1 + 2A_2 = a h_p + 2 \frac{h_p^2 \operatorname{tg} \varphi}{2} = (b - h_p \operatorname{tg} \varphi) h_p.$$

Положение центра тяжести сечения (координата  $y_c$ ), а, следовательно, положение нейтрального слоя ремня при его изгибе определяется равенством

$$y_c = \frac{S_{\Sigma x}}{A_{\Sigma}} = \frac{\frac{bh_p^2}{2} - \frac{h_p^3}{3} \operatorname{tg} \varphi}{(b - 2h_p \operatorname{tg} \varphi)h_p + h_p^2 \operatorname{tg} \varphi} = \frac{\frac{bh_p}{2} - \frac{h_p^2}{3} \operatorname{tg} \varphi}{b - h_p \operatorname{tg} \varphi}$$

Расчетные данные по определению напряжений изгиба на поверхностях ремня при огибании им малого шкива приведены в таблице 1.

Из неё видно, что нормальные напряжения от изгиба на наружной поверхности ремня приблизительно на 22% процента выше, чем напряжения на внутренней поверхности и обратно пропорциональны значению минимального диаметра малого шкива.

Следует отметить, что нормальные напряжения сжатия от изгиба ремня могут и существенно влияют на его напряженное состояние. При определенном значении минимального диаметра малого шкива  $d_1$  они могут вызвать неблагоприятный для работы ремня знакопеременный цикл напряжений во внутренних волокнах. Этим и объясняется тот факт, что, как показала практика эксплуатации клиноременных передач, процесс усталостного разрушения ремня начинается с появления микротрещин, а затем и расслоения наполнителя – резины, находящейся ниже нейтрального слоя. В дальнейшем это вызывает перераспределение нагрузка между слоями корда и, в конечном счете, к его разрушению. Поэтому желательно строго придерживаться рекомендаций по выбору минимальных значений диаметров шкивов для определенного типа ремня.

Таблица 1 – Соотношение значений напряжений изгиба

Тип ремня	$h_p$	$b$	$y_c$	$I_x$	$\sigma_{изг}^e / \sigma_{изг}^н$
<i>Z</i>	6	10	3,3	197	1,222
<i>A</i>	8	13	4,4	609	1,222
<i>B</i>	10,5	17	5,76	1795	1,215
<i>C</i>	13,5	22	7,4	4930	1,213
<i>D</i>	19	32	10,4	19917	1,21
<i>E</i>	23,5	38	12,5	33520	1,217

Необходимо отметить, что составляющие напряжений от предварительного натяжения  $\sigma_o$  и от окружного усилия  $\sigma_t$  в процессе эксплуатации передачи не остаются постоянными. Так, вследствие релаксации ремня усилие  $F_o$ , а, следовательно  $\sigma_o$ , уменьшается. Напряжение  $\sigma_t$ , зависящее от кружного усилия  $F_t$ , изменяется пропорционально передаваемой нагрузке, которая в технологических машинах всегда переменна. Из сказанного следует, что каждая составляющая напряжений, входящих в формулу (6), изменяется во времени по случайному процессу, который практически невозможно описать аналитическим выражением.

Сложность и переменность действующих в поперечных сечениях ремня напряжений является причиной относительно низкой долговечности ремня вследствие усталостного разрушения оплетки (ткани), наполнителя (резины) ремня и, наконец, его несущего слоя.

#### Литература

1. Пронин Б.А., Ревков Г.А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы). Издание 2-е, – М.: Машиностроение, – 1967, – 404 с.
2. Иванов Б.И. О коэффициенте трения клиноременных передач. // В сб. «Конструирование и технология машиностроения», М.: Машгиз. – 1961.
3. Пронин Б.А. О скольжении в плоской и клиноременной передачах. // «Вестник машиностроения», – 1956, № 10.
4. Пронин Б.А. Клиноременные и фрикционные передачи и вариаторы. – М.: Машгиз, – 1960. – 380 с.